

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.025

有黏带掺混的压气机通流设计方法研究

陈欢欢,邱名,李雯玉

(中国空气动力研究与发展中心 空天技术研究所,四川 绵阳 621000)

摘要:为充分考虑黏性与湍流掺混效应,参考湍流扩散 G-C 模型,类比分子黏性引入湍流黏性系数,建立任意坐标系下有黏带掺混的压气机通流设计方法。以压气机轴对称流动为基础,导出黏性通流控制方程,估算影响掺混系数的关键系数,迭代得到湍流黏性系数具体数值,最终实现湍流掺混。在无黏、有黏掺混通流和三维计算条件下针对 NASA ROTOR-37 进行分析对比。结果表明:较无黏通流,有黏带掺混的通流设计方法在设计点与非设计点均取得较好效果;程序能有效模拟压气机径向掺混,并更加准确地估算性能,使压气机通流设计方法的可靠性得到有效提高。

关键词:轴流压气机;气动设计;黏性通流;径向掺混;数值模拟

中图分类号:V231 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)04-0138-06

Investigation on Through-Flow Design Method for Compressor with Viscosity and Mixing

CHEN Huanhuan, QIU Ming, LI Wenyu

(Aerospace Technology Institute, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

Abstract: In full consideration of the effects of viscosity and turbulent mixing, a design method of compressor through-flow with viscous band mixing in arbitrarily coordinate system is established, with the reference to turbulent diffusion G-C model and by analogy with molecular viscosity introduced from turbulent viscosity coefficient. Based on axisymmetric flow, the governing equation of viscous flow is derived, the key factor affecting the mixing coefficient is estimated, the specific value of turbulent viscosity coefficient is obtained iteratively, and the turbulent mixing is realized. The viscous through-flow results are compared with non-viscous through-flow and three-dimensional results for NASA ROTOR-37, which show that the through-flow design method with viscosity and mixing, in comparison with non-viscous through-flow, works better at both design point and non-design points, its program can effectively simulate the mixing effect with more accurate performance estimation, and the reliability of the compressor through-flow design method is effectively improved.

Keywords: axial compressor; aerodynamic design; viscous through-flow; spanwise mixing; numerical simulation

0 引言

通流计算不但能得到平均流面上的详细信息,而且计算时间短、设计导向性明显,是压气机气动设计体系中最核心的部分^[1]。国内的通流设计主要采用流线曲率管流法、流线曲率通流法^[2]和基于时间推进的欧拉方程通流法^[3]。这些程序基本以压力决定叶片做功的体积力,用转焓守恒描述能量守恒,相邻子午流线间没有质量和能量交换,忽略流动的黏性效应和湍流掺混,其结果只能作为参考。为了更精准地设计和仿真,压气机通流需要计入黏性。

目前国外专家对径向掺混机制持有不同观点:ADKINS 等^[4]认为径向掺混由二次流带来的对流影响决定;GALLIMORE 等^[5-6]利用示踪气体

技术在 2 台 4 级压气机上进行试验,验证了径向掺混的主要机制是随机湍流扩散过程;WISLER 等^[7]则认为大尺度的二次流和小尺度的湍流在径向掺混过程中均起到重要作用。相比 G-C 模型,A-S 模型包含更多的经验参数,但在实际工程应用中受限大^[8]。在 G-C 模型中,计算时保留了分子黏性应力及径向速度梯度值,更适用于一般情况。

轴流压气机的气动设计一直朝着更高的级负荷和更低的展弦比方向发展,这意味着通流计算中的径向掺混作用更明显。但目前国内缺乏相应的试验数据,多采用强制方式考虑掺混效应和黏性影响^[9-11],与真实流动不符。通流设计作为压气机设计和性能评估的一种高效手段,亟需进一步研究一套基于物理模型的有黏带掺混设计方

第一作者简介:陈欢欢(1996—),女,四川隆昌人,工程师,硕士,研究方向为叶轮机气体动力学,13548354696@163.com。

法。因此,本文参考 G-C 模型,以三维计算结果为基础,提出径向掺混系数分布规律,进一步推导出具体黏性系数,最终建立有黏带掺混的压气机 S2 通流设计方法。

1 数值方法

1.1 控制方程

为简化计算,根据 2 类流面思想,压气机通流计算基于定常、绝热、轴对称的假设^[12],对压气机 S2 流面(子午流面)进行数值计算。本文首先由欧拉方程推导出流线曲率法在 S2 流面上任意坐标系下的控制方程组(无黏通流)。为充分考虑叶片力作用,在无/有叶区域及叶片前、尾缘均设置计算站,最终得到沿计算站方向的以滞止焓和熵梯度形式表达的速度梯度平衡方程、补充流量连续方程、能量方程、熵增关系、滞止焓关系、落后角模型、叶型/激波损失模型、攻角模型和气体状态方程,使方程组封闭。子午面速度沿任意方向 η 分布规律方程如式(1)所示,其中 m 为子午面流向坐标。

$$\begin{cases} \frac{\partial W_m}{\partial \eta} = W_m F_{x1} + \frac{1}{W_m} F_{x2} + F_{x3} \\ F_{x1} = \frac{1}{r_m} \sin(\sigma - \theta) + \frac{d(\ln W_m)}{dm} \cos(\sigma - \theta) \\ F_{x2} = - \left[\frac{W_u}{r} \frac{\partial(V_u r)}{\partial \eta} - \left(\frac{\partial h}{\partial \eta} - T \frac{\partial s}{\partial \eta} \right) \right] \\ F_{x3} = \frac{1}{r} \frac{d(V_u r)}{dm} (\tan \gamma \sin \theta + \tan \lambda \cos \theta) \end{cases} \quad (1)$$

此时损失分为两部分:叶型损失由根据试验得到的 D 因子-损失系数经验关系插值得到,激波损失计算参考 M-L-H 模型。式(1)中各参数说明如图 1 所示。 σ 、 θ 、 γ 、 λ 分别为流面几何角度参数。其中 σ 、 θ 分别表示通流计算域网格线与轴向、径向的夹角; γ 、 λ 为程序计算所得,分别表示所选取的流面与轴向、径向的夹角; W 为相对速度; V 为绝对速度;脚标 m 、 u 、 r 、 x 分别为两种速度在子午面、切向、径向及轴向的分速度。

为计算隐式方程式(1)的收敛解,对该一阶拟线性常微分方程采用以下差分格式求解。

$$\begin{aligned} W_{m,j} &= W_{m,j-1} + \\ &\left[\frac{F_{x1}(W_{m,j} + W_{m,j-1})}{2} + \frac{2F_{x2}}{(W_{m,j} + W_{m,j-1})} + F_{x3} \right] (\eta_j - \eta_{j-1}) \end{aligned} \quad (2)$$

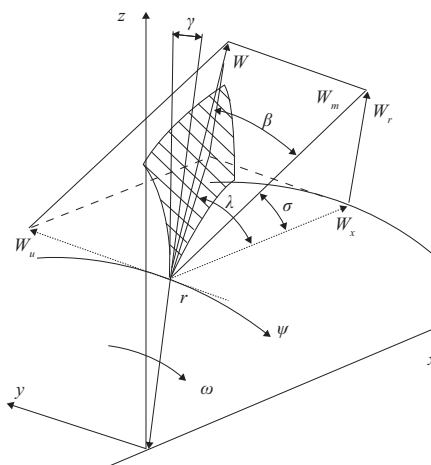


图 1 流面参数说明

在忽略黏性掺混的压气机通流设计方法计算过程中,黏性造成的损失以沿流线的熵增表示。计算结果表现为损失沿径向的发展规律与设置的进口分布一致,其适用于三维性不强、大展弦比叶片或压气机进口级。对于三维流动较强,低展弦比和压气机后面级,受通道内二次流动、端部间隙流动以及流体的湍流扩散等影响,流体发生径向迁移,从而损失沿径向会发生变化,原始的损失描述方法不再适用,需采用有黏带掺混通流方法。

1.2 G-C 模型

GALLIMORE 等利用气体示踪技术在两台 4 级压气机上进行试验,验证了在多级压气机后面几级出现的径向掺混过程主要机制是随机的湍流扩散过程。基于该机制,形成的压气机黏性掺混模型为 G-C 模型。由于在该模型中,计算黏性应力时保留分子黏性应力以及分子热运动引起的热传导,同时保留径向速度梯度值,相较其他模型,其更适应一般情况。本文在求解湍流黏性时类比分子黏性系数引入湍流黏性系数 μ_t ,其确定方法参考 G-C 模型中的计算方法。根据 G-C 模型的基本思想,首先需要在方程组中加入湍流黏性应力项。在计算时应只保留正应力和发生在上下圆柱面的切应力。由于在通流计算中,流向掺混可以忽略,切向流动是平均后结果,因此可以假设掺混只发生在径向各流面之间,甚至可近似到圆柱面上,在轴向和周向的正应变率 σ_{mm} 、 $e_{\theta\theta}$ 可以忽略,同时掺混导致的热传递可以由在能量方程中的径向温度梯度表达。最终,考虑黏性掺混的任意坐标系下径向平衡方程变化为

$$\frac{\partial W_m}{\partial \eta} = W_m F_{x1} + \frac{1}{W_m} F_{x2} + F_{x3} -$$

$$\frac{1}{W_m}(\cos(\sigma-\theta)E_m - \sin(\sigma-\theta)E_n) \quad (3)$$

式中: E_n 、 E_m 为通流计算中的黏性体积力,其具体计算方法如式(4)、式(5)所示。对耗散函数作简

$$E_n = \left\{ -2\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\mu W_m \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial \sigma}{\partial \eta} - \cot(\sigma-\theta) \frac{1}{r_m} \right) \right] + 2\cot(\sigma-\theta) \frac{\partial}{\partial m} \left[\mu W_m \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial \sigma}{\partial \eta} - \cot(\sigma-\theta) \frac{1}{r_m} \right) \right] + \right. \\ \left. \mu \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial W_m}{\partial \eta} + \cot(\sigma-\theta) \frac{\partial W_m}{\partial m} + \frac{W_m}{r_m} \right) \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial \sigma}{\partial \eta} + \cot(\sigma-\theta) \frac{1}{r_m} \right) + \frac{2\mu W_m}{r_m} \left(\frac{\cos \sigma}{r} + \frac{1}{r_m} \right) \right\} \frac{1}{\rho} \quad (4)$$

$$E_m = \frac{1}{\rho} \left\{ -\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\mu \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial W_m}{\partial \eta} + \frac{W_m}{r_m} \right) \right] + \cot(\sigma-\theta) \frac{\partial}{\partial m} \left[\mu \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial W_m}{\partial \eta} + \frac{W_m}{r_m} \right) \right] + \right. \\ \left. \mu \left(\frac{\cos \sigma}{r} + \frac{1}{r_m} \right) \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial W_m}{\partial \eta} + \frac{W_m}{r_m} \right) - 2\mu W_m \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial \sigma}{\partial \eta} - \cot(\sigma-\theta) \frac{1}{r_m} \right)^2 \right\} \quad (5)$$

$$\frac{\partial s}{\partial m} = \frac{k_1}{\rho T W_m r_m} \left\{ \left(-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) + \frac{\csc(\sigma-\theta)}{\rho T W_m} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(k_1 \csc(\sigma-\theta) \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) + \frac{\cot(\sigma-\theta)}{\rho T W_m} \frac{\partial}{\partial m} \left(-k_1 \csc(\sigma-\theta) \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) \right\} + \\ \frac{\mu}{\rho T W_m} \left\{ \left[-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial W_\theta}{\partial \eta} - \frac{W_\theta}{r} \sin \sigma \right]^2 + \left[-\csc(\sigma-\theta) \frac{\partial W_m}{\partial \eta} + \frac{W_m}{r_m} \right]^2 + \left[\frac{W_\theta}{r} \sin \sigma \right]^2 \right\} + \frac{\partial S_e}{\partial m} \quad (6)$$

此时,沿流程滞止焓表达式为

$$\frac{\partial h}{\partial m} = T \frac{\partial s}{\partial m} + \frac{1}{2r^2} \left(\frac{\partial(rV_\theta)}{\partial m} \right) + E_m + f_m \quad (7)$$

式中: f_m 为无黏叶片力;对于系数 μ ,可将其考虑为物理黏性 μ_1 与湍流黏性 μ_t 作用总和。 μ_1 由分子间作用力产生,温度变化影响分子热运动进而影响 μ_1 ,因此采用与当地温度关联的式(8)(萨瑟兰公式)求解。

$$\mu_1 = \mu_0 \left(\frac{T}{T_c} \right)^{1.5} \left(\frac{T_c + T_s}{T + T_s} \right) \quad (8)$$

式中 μ_0 为标准大气下的物理黏性,数值为 17.16×10^{-6} 。对于空气,萨瑟兰常数 T_s 取值为 124, T_c 为 273 K, T 为气流静温。

在 G-C 模型中,湍流扩散是轴流压气机径向掺混的主要原因,因此, μ_t 参考式(9)进行计算。

$$\mu_t = \rho \varepsilon S_e \quad (9)$$

式中 S_e 为施密特数。该参数定义为运动黏度和扩散系数的比值,用以描述存在动量扩散与质量扩散的流体,在压气机气动计算中,二者量纲相当,取值通常为 $1^{[13]}$, ε 为掺混系数。

随着速度增大以及流动距离的发展,流体间的掺混逐渐加强,对于掺混系数 ε ,部分学者采用 $\varepsilon/W_z L_z = k$ 方式求解^[14],式中: W_z 为轴向速度; L_z 为压气机特征尺度(压气机进口叶片高度或叶片轴向弦长)。相关文献试验结果表明: k 值在压气机设计点为 0.001,失速点为 0.006^[15]。但在压气机真实流动中,造成掺混的主要流动现象(二次流等)主要存在于近壁区,叶中区域几乎不发生。 k

化假设后,最终沿程熵表达式化为式(6),其中 k_1 为气体常数,取值为 1.4, $\partial S_e / \partial m$ 为气流通过叶片的流动损失,即无黏流动计算中沿程熵增。

值为恒定值的方法使得掺混系数 ε 只受轴向速度与压气机特征尺度指导,在简单流动中具有一定可取性,但不能完全反映真实流动中掺混作用沿径向也存在强弱分布的特点。

为进一步反映掺混系数 ε 沿径向的分布特点, GALLIMORE 等对 4 级压气机的试验结果归纳得到的掺混系数计算模型^[16] 如式(10)所示,将 k 值优化为受损失系数 ω 、叶型尾缘厚度 t 与特征尺度 L_z 的比值、流量系数 φ 与系数 A (A 为流动的无量纲化脉动量,在设计点为 0.1,近失速点为 0.3)共同作用的结果。在流动过程中,二次流动增强,损失系数 ω 增大;尾缘厚度 t 增大,流体经过叶片后尾迹区增大;流量系数 φ 越小,进口平均速度与叶尖周向速度的比值越小,周向速度分布越不均匀; A 值增大,各方向流速相较时均值脉动量增大。以上 5 个参数均是影响流体间的质量、动量交换和掺混作用的重要因素。因此在通流计算时需首先得到 k 值沿径向分布规律,在此基础上进而得到相应掺混系数与湍流黏性系数。

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\varepsilon}{W_z L_z} = k &= A \frac{t}{L_z} \left(\frac{2\omega(t/L_z)}{3\varphi^2} \right)^{1/3} \\ A &= \left(\frac{u'v'}{q^2} \right)^{1/2} \end{aligned} \right. \quad (10)$$

综上所述,为在通流计算中考虑黏性掺混作用,在控制方程计算中加入对应的黏性应力项。对于该项中的系数 μ ,将其分解为由分子热运动产生的物理黏性 μ_1 和用以描述掺混作用的湍流黏

性 μ_0 。根据 G-C 模型思想,扩散作用是掺混的主要原因。因此, μ_0 以流体密度 ρ 、施密特数 S_c 与掺混系数 ε 的乘积形式表达。本研究中,关键参数 ε 采用式(10)方法计算。该式表明:在流动过程,速度越大,流动发展距离越长;尾缘厚度越大,损失越大,脉动量越大,流体间掺混作用越强,能充分反映真实流动中有黏掺混的特点。

2 研究对象与数值方法

2.1 研究对象

本文采用的校验对象为跨声速轴流压气机转子 NASA ROTOR 37,主要设计参数如表 1 所示,压气机三维模型与叶型几何如图 2 所示。该转子进口轮毂比较大(进口叶尖半径/叶根半径),采用低展弦比(叶片弦长/高度)、高负荷设计,径向具有较强的掺混作用,能较好验证 G-C 模型在通流程序中的作用。

表 1 NASA ROTOR 37 设计参数

参数	数值
流量/(kg/s)	20.19
转速/(r/min)	17 188
总压比	2.106
叶片数/片	36
进口轮毂比	0.7
叶型类型	多圆弧

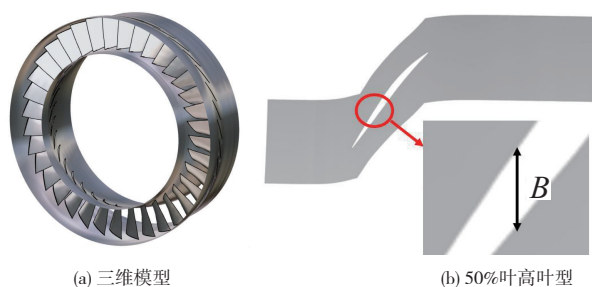


图 2 NASA ROTOR 37 几何模型图

在数值计算中,边界条件均设置为:进口总压 101 325 Pa,进口总温 288.15 K,轴向进气。在计算中取流量、转速作为输入,得到不同流量状态下压气机性能分布。

2.2 数值方法

通流计算中首先利用商用软件 Auto Blade 进行样条拟合,得到相应的中弧线、厚度、稠度、挠度

和叶片弯/掠分布规律等几何信息,带入程序可迭代出径向流面角 γ 、切向流面角 λ 、S2 流面薄片片角厚度 B (根据叶型类型、叶片数得到,能真实描述叶片在通流中堵塞作用,用于控制方程中的流量连续方程)等关键参数,再结合上下流道几何信息、进口总温、总压、气流角、流量、转速以及环壁流量堵塞系数等参数完成通流分析所需参数输入。

将压气机几何模型任意子午面沿周向进行平均,得到通流计算域,即图 1 中阴影部分,其网格划分如图 3 所示。其中网格上下壁面为模型机匣、轮毂,橙色区域为叶片域(本刊登为黑白印刷,疑问之处请咨询作者)。径向网格点数为 13,流向网格点数为 33,为较好捕捉到叶片三维几何信息,设置第 9 站与第 16 站网格线分别与转子前、尾缘子午面位置完全重合。

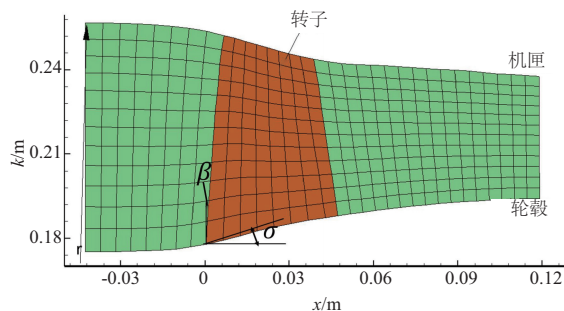


图 3 网格设置

在近壁区会出现损失 ω 小于 0 的情况,无法直接利用原始数据,采用将计算结果沿径向均分,对每块总温、总压等参数按式(11)进行计算取平均(式中 A 代表需要处理的参数),最终估算获得的 k 值沿叶高分布规律如图 4 中实线所示,虚线为试验参考的固定值。由图 4 可知:估算所得设计点 k 值在 0.001 附近,失速点在 0.006 附近,与上文符合。由于该压气机转子叶尖 t/L_z 相对较小,即使设计点叶尖 ω 更大,但 k 值仍较叶中更小。在失速点时,叶尖 ω 大幅度增加,抵消 t/L_z 较小的影响,从而 k 值较叶中更大。 k 值采用固定值输入会造成较大误差,因此在通流程序中采用估算所得 k 值作为计算掺混系数的输入。

$$\bar{A} = \frac{\int_{r_i}^{r_{i+1}} A \rho W_z dr}{\int_{r_i}^{r_{i+1}} \rho W_z dr} \quad (11)$$

三维计算采用商用软件 NUMECA 进行,计算采用单通道、定常方法,通过调节出口背压进而改

变流量,得到压气机特性线,其中失速点和堵点由二分法确定。

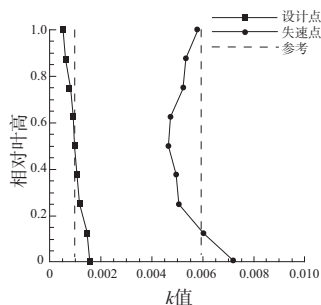


图4 k 值沿叶高分布规律

3 数值计算结果

在特性预测方面,如图5所示,三者特性线分布趋势基本一致。两种通流计算结果在设计流量附近特性线接近重合,随着逐渐偏离设计流量,二者差异逐渐增大,具体表现为:有黏带掺混通流计算出的效率、总压比无黏结果更低,与三维结果更加接近。黏性掺混对设计点性能影响不明显,主要原因是在该点黏性耗散产生的损失相对于叶型损失、激波损失等较小。压气机在较大偏离设计点工作状态时,二次流作用增强,掺混效应更明显,黏性作用更强,从而有黏带掺混的通流设计方法更有效。

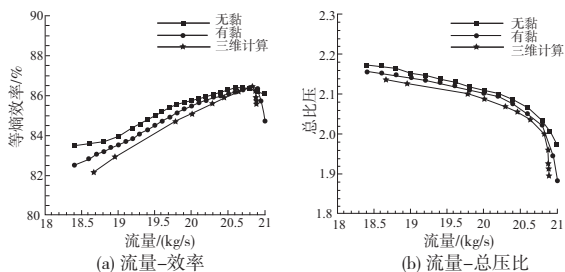


图5 压气机特性线

三种情况下压气机设计点性能具体数值如表2所示,其设计点等熵效率与总压比的计算结果呈现出“无黏>黏性掺混>三维计算”趋势,与图5中分布规律符合。

表2 设计点性能参数

项目	三维计算		无黏通流		有黏通流	
	数值		数值	差值/%	数值	差值/%
等熵效率/%	84.82		85.97	1.36	85.53	0.83
总压比	2.077		2.099	1.06	2.095	0.87

如图6所示,进一步对子午面速度等值线云

图分析可知:G-C模型对流场结构有显著影响,加入后使得该区域流场更加细腻,流场沿径向分布更均匀,而无黏通流出口速度梯度场分布与三维计算存在较大差异。

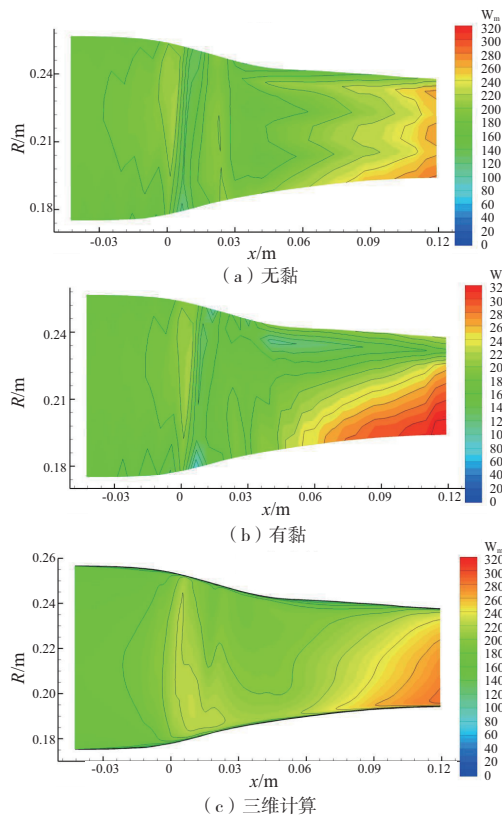


图6 设计点S2流面子午速度分布

图7为无黏、有黏通流、三维计算得到的等熵效率、总压比沿叶高分布情况,分布规律总体趋势验证了表2中各项数值。在叶中区域,径向掺混作用不强,数值计算结果较接近;在近壁区,三维计算中流动受环壁附面层有黏剪切影响,其结果相对更低。有黏通流计算结果更符合三维分布规律,而无黏通流由于在掺混较为强烈的叶尖区域缺乏相应模型,效率、总压比相对偏高。

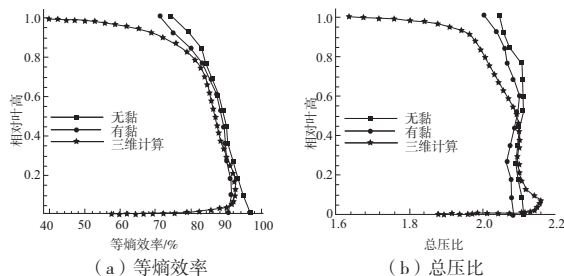


图7 压气机性能沿叶高分布

出口速度与切向气流角(切向速度/轴向速

度)能有效反映压气机对气流作用的最终结果,二者沿叶高分布规律如图8所示。在通流程序中加入环壁堵塞系数能降低端壁黏性对流量的影响,但无法模拟附面层端壁无滑移作用,且速度逐渐降低至零的分布特点,因此二维、三维计算存在一定差异。程序加入G-C模型考虑黏性掺混作用后,两种速度参数分布更均匀,与三维数值计算结果更接近,对流动较为复杂的近壁区域流动能较好计算。

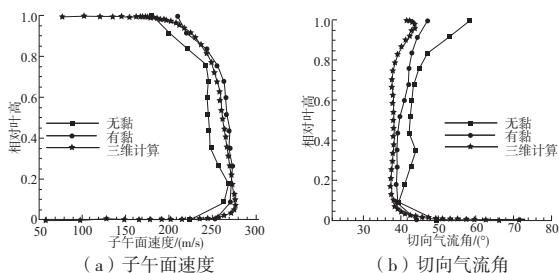


图8 出口参数沿叶高分布

4 结语

本文参考湍流扩散G-C模型,通过估算与掺混系数相关的 k 值,构建了任意坐标系下有黏带掺混的通流设计方法,并利用该方法对NASA ROTOR 37进行通流分析,得到主要结论如下。

1) 根据三维计算结果估算得到的与掺混系数相关的 k 值与其他试验结果符合,在设计点 k 值受损失和压气机几何等多方面影响,沿叶高分布较为均匀;非设计点其主要受损失影响,在近壁区数值更高。该分布规律能反映出压气机掺混径向特点。

2) 在有黏通流计算中损失考虑更全面,从而较无黏通流其效率、总压比更低,与三维结果更接近,该现象在非设计点更明显;程序通过加入G-C模型能较好地模拟流动中径向掺混过程,出口速度、切向气流角沿叶高分布更均匀,与三维流动更符合。

3) 在掺混越强烈的地方(非设计点、近壁区),无黏通流计算结果误差越大,而有黏带掺混的通流设计方法计算能更好吻合三维计算,有黏带掺混的通流设计方法能有效提升压气机气动设计能力,但由于采用滑移壁面假设,仍存在一定改进空间。

参考文献:

[1] 姚吉先. 轴流压气机气动设计方法研究[D]. 西安:西北工业大学,1992.
[2] 李想,顾春伟. 高负荷轴流压气机的通流计算与分析[J]. 工程热物理学报,2015,36(9):1907-1911.

[3] 祝赖盛,张硕,葛宁. 两种紊流模型在通流计算中的应用研究[J]. 推进技术,2021,42(6):1223-1234.
[4] ADKINS G G Jr, SMITH L H Jr. Spanwise mixing in axial-flow turbomachines[J]. Journal of Engineering for Power,1982,104(1):97-110.
[5] GALLIMORE S J, CUMPSTY N A. Spanwise mixing in multistage axial flow compressors: part I—experimental investigation [J]. Journal of Turbomachinery, 1986, 108(1):2-9.
[6] GALLIMORE S J. Spanwise mixing in multistage axial flow compressors: part II—throughflow calculations including mixing[J]. Journal of Turbomachinery, 1986, 108(1):10-16.
[7] WISLER D C, BAUER R C, OKIISHI T H. Secondary flow, turbulent diffusion, and mixing in axial-flow compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(4):455-469.
[8] 蔡北京,胡骏,郭晋. 考虑径向掺混的轴流压气机通流体力模型计算及验证[J]. 航空发动机,2019,45(1):40-45.
[9] 刘志伟,季路成,蔡军. 考虑端区黏性和径向掺混的流线曲率通流算法研究[J]. 航空发动机,2014,40(3):34-39.
[10] 李士明,陈矛章. 多级轴流压气机的径向掺混[J]. 航空学报,1991,12(11):592-599.
[11] CASEY M, ROBINSON C. A new streamline curvature throughflow method for radial turbomachinery [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(3):031021.
[12] 舒士甄,朱力,柯玄龄,等. 叶轮机械原理[M]. 北京:清华大学出版社,1991.
[13] UCER A S, SHREEVE R P. A viscous axisymmetric throughflow prediction method for multi-stage compressors [C]//Volume 1: Turbomachinery. Cologne, Germany: American Society of Mechanical Engineers,1992.
[14] 李涛,吴亚东,欧阳华. 轴流压气机考虑展向掺混的数值计算[J]. 航空发动机,2018,44(2):87-91.
[15] DE RUYCK J, HIRSCH C. A radial mixing computation method [C]//Volume 1: Turbomachinery. Amsterdam, Netherlands: American Society of Mechanical Engineers,1988.
[16] LI Y S, CUMPSTY N A. Mixing in axial flow compressors: part II—measurements in a single stage compressor and a duct [C]//Volume 1: Turbomachinery. Brussels, Belgium: American Society of Mechanical Engineers,1990.

收稿日期:2023-09-19